
УДК 66.041.491

ЩЕРБИНА В. Ю. проф., д.т.н.; ШВАЧКО Д. Г. асистент; ЄФИМЕНКО Є. А., студент
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОБЕРТОВОГО ТЕПЛОВОГО АГРЕГАТУ

Розглянуто та проаналізовано сучасні моделі опису напружено-деформованого стану конструкції та процесів оберткових теплових агрегатів. Створена нова модель, яка дає можливість реалізувати системний підхід до аналізу поведінки машин і зробити вибір раціональних параметрів їх роботи в різних експлуатаційних режимах.

Ключові слова: обертальна піч, термостійкість, напружено-деформований стан.

DOI: 10.20535/2306-1626.1.2018.143382

© Щербина В. Ю., Швачко Д. Г., Єфименко Є. А., 2018

Постановка проблеми. Оберткові теплові агрегати, що включають оберткові печі широко застосовуються в різних галузях промисловості. Особливо на підприємствах хімічної, газової, нафтохімічної та інших де використовуються для хімічного перетворення ряду нафтопродуктів в процесах термічного нагріву, піролізу, крекінгу, а також випаровування і розкладання продуктів нафти її переробки, в яких піч виконує технологічні функції теплового апарату. Однак найбільше поширення отримали дані апарати в промисловості будівельних матеріалів, де вони є основними установками для виробництва цементного клінкеру, вапна, керамзиту, перліту та інших виробів.

Оберткові печі є найбільш складним і енергоємним обладнанням в комплексі будівельної індустрії. Багато з його видів є унікальними не тільки за складністю конструкції але і за розмірами. Окрім того, більшість таких машин працюють в умовах агресивних середовищ, високих температур та підвищеної запиленості, що потребує особливих заходів щодо підвищення їх безпеки, надійності та довговічності. Вирішення цих питань потребують розробки та використання більш повних математичних моделей для опису напружено-деформованого стану (НДС) конструкції та процесів, що в них відбуваються. Створення таких моделей дає можливість реалізувати системний підхід до аналізу поведінки машин і зробити вибір раціональних параметрів їх роботи в різних експлуатаційних режимах.

Однак у моделях, що використовуються в даний час при проектуванні вузлів пічних агрегатів зазвичай не враховується термосиловий вплив на конструкцію [1], що пояснюється складністю у визначенні фізико-механічні властивості деяких складових конструктивних елементів особливо при зміні температури. У даній роботі запропоновано метод розрахунку теплового агрегату що включає обертову піч та рекуператорний холодильник з визначенням НДС при комплексному врахуванні термосилових і інших факторів навантаження. Даний підхід дозволяє визначити оптимальні умови роботи теплового агрегату та виконати окремий аналіз впливу цих факторів.

Опис математичної моделі. Для моделювання НДС теплового агрегату, що знаходяться під дією нерівномірних температурних полів і зовнішніх сил використовуються співвідношення механіки деформованого твердого тіла, а саме рівняння руху і збереження енергії.

В роботі використовувався наступний алгоритм для розв'язання задачі. З допомогою методу скінчених елементів (МСЕ) система диференціальних рівнянь дискретизується і розглядається як системи алгебраїчних рівнянь теплопровідності та термомеханіки. Матричне рівняння теплопровідності має вигляд:

$$[\Lambda]\{T\} = \{Q\}, \quad (1)$$

де $\{T\}$ – вектор вузлових температур, $[\Lambda]$ – матриця теплопровідності, яка враховує нелінійні граничні умови теплообміну та властивості теплопровідності матеріалу, $\{Q\}$ – вектор граничних та внутрішніх теплових джерел.

Відносно вузлових переміщень формулюється задача термомеханіки:

$$[K]\{U\} = \{P\}, \quad (2)$$

де $[K]$ – матриця жорсткості, з врахуванням граничних умов та пружних властивості матеріалу, $\{P\}$ – вектор вузлових термосилових навантажень зумовлених дією градієнту температури внутрішніх, теплових джерел та зовнішніх сил, $\{U\}$ – вектор вузлових переміщень.

Моделювання термонапруженого стану виконується в два етапи. Спочатку розв'язується задача теплопровідності по ітераційному алгоритму, оскільки система рівнянь (1) є нелінійною. Алгоритм виконується в наступній послідовності:

1) На першій ітерації коефіцієнт тепловіддачі визначається по температурі навколишнього середовища θ , в результаті чого формується вектор $\{Q\}$ та лінеаризована матриця $[\Lambda]$, значення яких залежить від температури;

2) Чергове наближене значення вектора $\{T\}$ визначається по розв'язку системи лінеаризованих рівнянь (1);

3) значення коефіцієнту тепловіддачі уточнюється. По визначених температурах, обчислюється вектор $\{Q\}$ та матриця $[\Lambda]$. Визначається похибка рівняння (1) і за розв'язок задачі теплопровідності приймається останнє значення $\{T\}$, якщо знаходиться в допустимих межах. Інакше виконується перехід до пункту 2.

Наступний етап полягає у визначенні вектора еквівалентних вузлових термосилових навантажень (2), враховуючи значення температурного поля, та формуванні матриці жорсткості. Рішення (2) дає можливість визначити загальний НДС конструкції і деформації та напруження в елементах моделі.

Виклад основного матеріалу. На кафедрі ХПСМ КПІ ім. Ігоря Сікорського [2] розроблена інтегрована система VESNA яка використовувалася для розрахунку температурних полів і термомеханічних напружень в тепловому агрегаті.

Для апробації алгоритмів розрахунку та математичної моделі досліджувався тепловий агрегат «мокрого» способу виробництва цементу який включає обертову піч $4 \times 150\text{м}$ з рекуператорними холодильниками.

Головними навантаженнями на тепловий агрегат є власна вага всіх конструктивних елементів. Вага оброблюваного матеріалу складає 1-2 % від загальної ваги обертової печі і в розрахунках не враховується, як і подовжній ухил, що становить 3-4 %. При розрахунках враховується, що піч є тепловим агрегатом, і при розрахунках НДС необхідно враховувати дію нерівномірних температурних полів які викликають відповідні термосилові напруження. Коефіцієнт тепловіддачі від металевго корпусу, холодильника і бандажів в навколишнє середовище визначається за формулою [6]:

$$\alpha_{o.c.} = 3.5 + 0.062t_K, \quad (3)$$

де t_K - температура корпусу, °C.

Від газового потоку до поверхні футерівки коефіцієнту тепловіддачі визначався з врахуванням конвективної та радіаційної складових по залежності [6]:

$$\alpha_{ef} = \alpha_k + \alpha_p = \frac{0.418 \cdot \lambda_{\Gamma}}{D_{II}} \left(\frac{\omega_{\Gamma} D_{II}}{V_{\Gamma}} \right)^{0.67} + \frac{\varepsilon_{cm} \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} (T_{\Gamma}^4 - T_{cm}^4)}{t_{\Gamma} - t_{cm}}, \quad (4)$$

де T_{Γ}, T_{cm} - температура газового потоку та стінки відповідно, К; D_{II} - внутрішній діаметр печі та холодильника, м; ω_{Γ} - швидкість газового потоку, м/с; V_{Γ} - кінематична в'язкість газу, м²/с; λ_{Γ} - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); ε_{cm} - ступінь чорноти поверхні футерівки.

Температура газового потоку всередині печі та холодильника задається таблично по експериментальних залежностях наведеним на рис. 1.

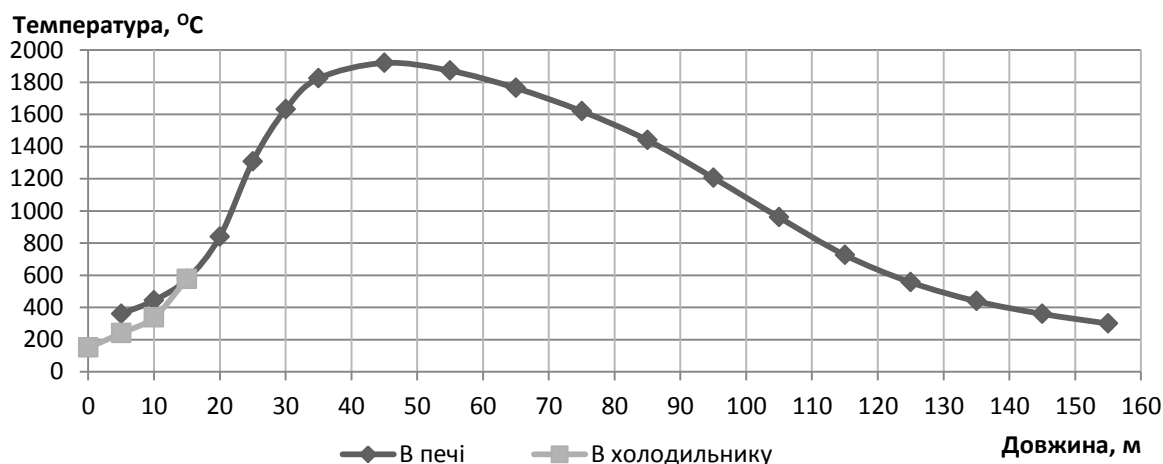


Рис. 1 – Температура газового потоку

При розрахунках обертових теплових агрегатів особливим питанням є визначення фізико-механічних властивостей футерівки, зокрема модуля пружності, коефіцієнт термічного розширення та Пуассона. Потрібно враховувати, що модуль пружності арочної конструкції відрізняється від монолітної і в значній мірі залежить від початкових напружень, що виникли при укладанні вогнетривів. В цьому випадку, при виконанні розрахункових робіт, рекомендується використовувати модуль пружності футерівки на два порядки менше ніж модуль пружності корпусу [4, 5]. В розрахунках використані візично-механічні властивості футерівки наведені в [6] $\sigma_m = 3100 \text{ МПа}$, $\mu = 0.3$, $\alpha = 3.5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$.

Розрахункова схема теплового агрегату включає наступні конструктивні елементи: корпус, вінцеву шестерню, бандажі, рекуператори та футерівку корпусу і рекупепаторних холодильників і приведена на рис.2. Корпус печі та холодильника мають змінну товщину відносно довжини, що визначається різною товщиною футерівки та обичайкою корпусу.

Результати розрахунку

Розрахунок температури. Результати розрахунку температур в корпусі обертової печі представлені на рис. 3. Вісь абсцис – довжина печі в метрах, вісь ординат – температура корпусу в градусах Цельсія.

З графіку видно, що температура суттєво змінюється по довжині печі. Максимальне значення знаходиться в зоні випалу і становить 265 °C. Мінімальна температура в зоні завантаження становить 87 °C. Суттєво впливають на температурне поле бандажі та вінцева шестерня. В місцях встановлення бандажів температура корпусу зменшується на 10–15 %. Вказане зниження пояснюється більш інтенсивним охолодженням за рахунок теплообміну з навколишнім середовищем. Локальне підвищення температури спостерігається в зоні кріплення рекуператорних холодильників, що пояснюється зменшеною товщиною футерівки на ділянці з'єднання обертової печі та холодильника.

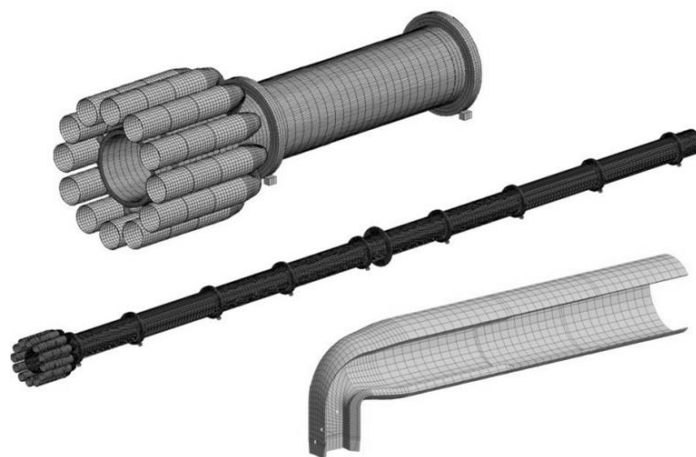


Рис. 2 – Розрахункова схема

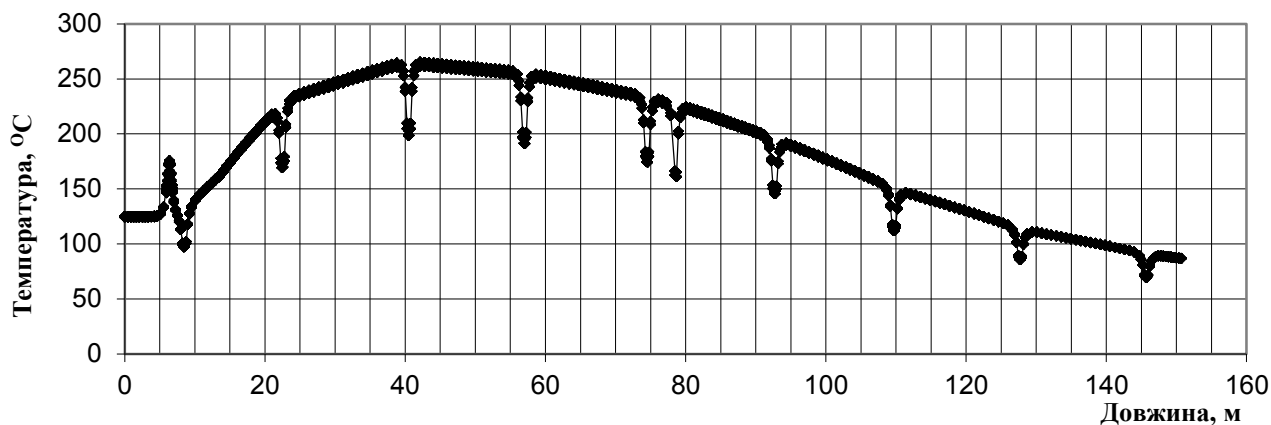


Рис. 3 – Температура корпусу печі

На рис.4 приведений розподіл температур в корпусі холодильника. На осі абсцис номер скінченного елемента, в на осі ординат температура зовнішнього корпусу рекуператорного холодильника в градусах Цельсія. З рисунку видно, що максимальна температура знаходиться в зоні з'єднання з піччю і в подальшому монотонно зменшується. Мінімальне значення, на виході з холодильника 94 °С. Локальне зменшення та підвищення температури вздовж корпусу пояснюється зміною товщини металевго корпусу та товщини футерівки.

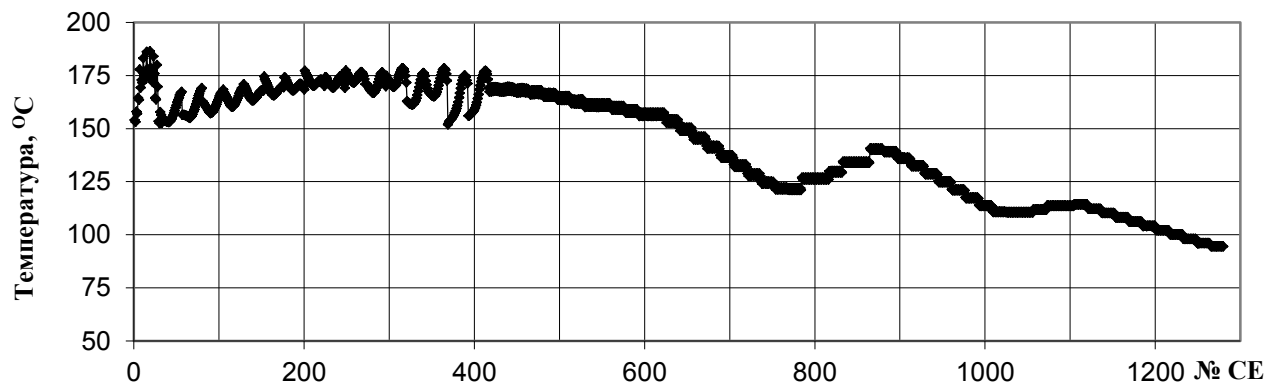


Рис. 4 – Температура корпусу холодильника

Термомеханічні напруження. Після визначення температур виконується розрахунок на міцність з урахуванням термосилових навантажень від дії градієнта температур і масових сил. Слід зазначити, що в теорії міцності використовується ряд критеріїв, з допомогою яких визначається умова руйнування конструкції. Для пластичних матеріалів, до яких відносяться корпус печі та холодильника, найбільш прийнятним є критерій Мізиса, або питомої потенціальної енергії деформацій. Еквівалентні напруження в цьому випадку визначаються по залежності:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (5)$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруження ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$), МПа.

Руйнування відбувається в тому випадку якщо найбільші еквівалентні напруження більші допустимих. Для корпусу печі виготовленого з листа сталі товщиною 20-40 мм допустимі напруження становлять 90-100 МПа.

Результати розрахунку корпусу печі в приведених напруженнях відносно скінчених елементів по довжині печі наведені на рис. 5.

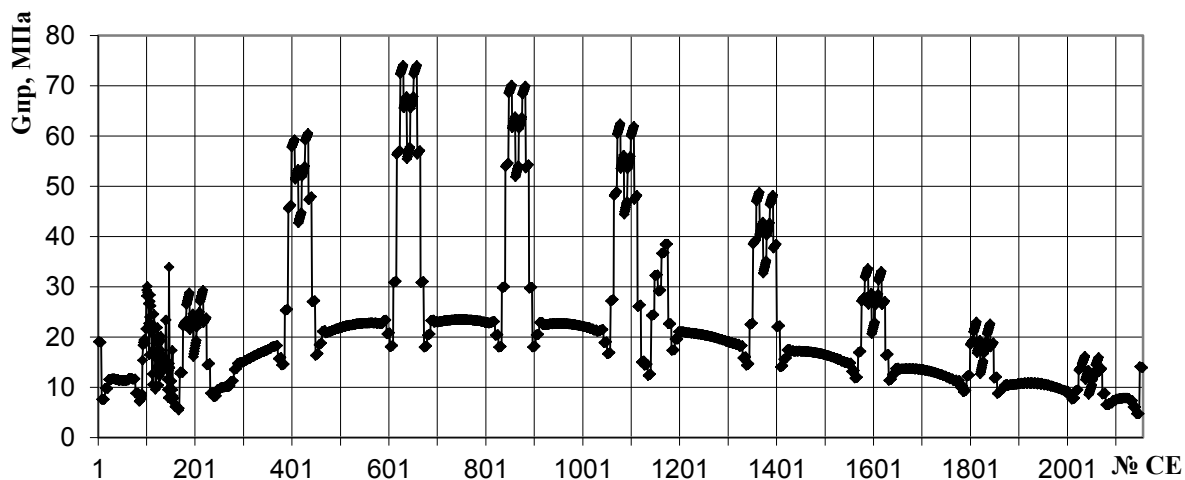


Рис. 5 – Приведені напруження в корпусі печі

Отримані результати свідчать, що напруження, які виникають у корпусі обертової печі мають різну інтенсивність. Найбільші екстремуми в місцях встановлення вінцевої шестерні та бандажів. Дані напруження викликані локальним охолодженням корпусу, що показано на графіках температура рис.3. Величина приведених напруження в корпусі змінюються від 5.0 МПа в «холодних» зонах до 30 МПа в зонах випалу та екзотермічних реакцій. В місці встановлення бандажів на підбандажних обичайках напруження збільшуються з 30 до 74 МПа. На ділянках де встановлені бандажі виникають локальні екстремуми, що зумовлене градієнтом температур який виникає за рахунок більш інтенсивного охолодження корпусу. Напруження в місцях вінцевої шестерні відносно незначні і становлять 40.0 МПа, що обумовлене спеціальною методикою кріплення зубчатого колеса з допомогою пружних пластин.

Окремо аналізуючи вплив на НДС теплового агрегату дію гравітаційних сил та термосилових навантажень встановлено, що температурні напруження значно більші ніж напруження викликані гравітаційними силами. Так максимальні приведені напруження, викликані дією тільки силами гравітації, не перевищують 14.1 МПа. А при загальній дії цих навантажень 73.4 МПа. Характер їх розподілу вздовж корпусу печі приблизно однаковий. Вказані дослідження дозволяють зробити важливий висновок про те, що амплітуда напружень, тобто циклічність, не суттєво впливає на НДС печі при визначенні ресурсу роботи теплового агрегату.

Як показують проведені розрахунки найбільш небезпечним місцем в конструкції печі є зона переходу між підбандажною та пролітною обичайками. Вказане місце є найбільш небезпечним для вогнетривів футерівки. Не можна допускати, щоб більш жорстка опорна частиною з'єднувалася без відповідного переходу з гнучкою пролітна частина. Вказане явище підтверджується і досвідом експлуатації обертових печей де футеровка швидше за все виходить з ладу саме у вказаних місцях [1].

Дані по розрахунку приведених напружень для корпусу холодильника наведені на Рис. 6.

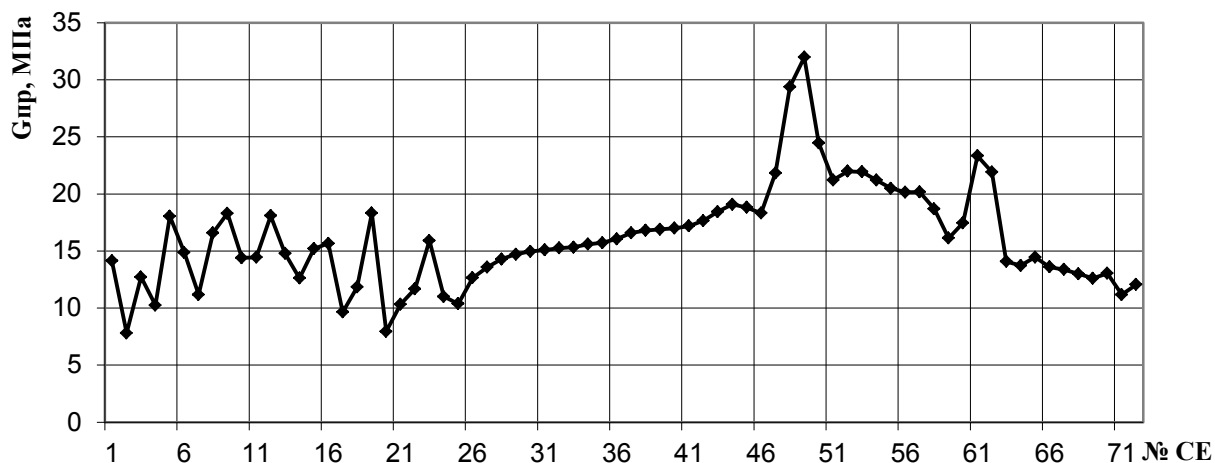


Рис. 6 – Приведені напруження в корпусі холодильника

Як слід очікувати екстремуми напружень в корпусі холодильника виникають в місцях переходу до іншого типу футерівки. Згідно виконаних розрахунків приведені напруження знаходяться в інтервалі 7 – 32 МПа. Максимальні знаходяться на ділянці де футерівка відсутня за рахунок чого корпус холодильника прогрівається більш суттєво.

Загалом напруження, що виникають в тепловому агрегаті – обертовій печі та холодильнику задовольняють умови міцності.

Розроблена та використана для розрахунків математична модель і алгоритми дозволяють визначити НДС обертової печі та холодильників з урахуванням термосилових навантажень і масових сил, що дозволяє виконувати дослідження конструктивних елементів теплового агрегату в процесі роботи.

Висновок. Розроблена математична модель і алгоритми розрахунку для дослідження напружено-деформованого стану обертового теплового агрегату. Вказані розробки дозволяють проводити більш точні розрахунки та дають можливість визначати в комплексній постановці дію масових сил та термосилових навантажень. Також передбачена можливість виконувати довільну зміну геометрії конструкцій та фізико-механічних властивості матеріалів.

Визначення поля температур та повного НДС теплової установки дозволяють моделювати роботу не тільки корпусу, але і вогнетривів футерівки, що дає можливість визначати ефективність теплової роботи агрегату.

Отримані дані дають змогу провести технічну діагностику та неруйнівний контроль високотемпературних теплових агрегатів і зробити вибір ефективних параметрів роботи та конструкцій в цілому для різних експлуатаційних режимів.

Список використаної літератури

1. Лисиенко В. Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология: справочное издание: в 2 кн / В.Г. Лисиенко, Я.М. Щелоков, М.Г. Ладыгичев; под ред. В.Г. Лисиенко. — Москва: Теплотехник, 2004. Кн. 1. — 688 с.
2. Сахаров О. С., Щербина В. Ю., Гондляр О. В., Сивецкий В. І. САПР. Інтегрована система моделювання технологічних процесів і розрахунку обладнання хімічної промисловості: Навчальний посібник — К.: ТОВ «Поліграф Консалтинг», 2006. — 156 с.
3. Абдеев Р.Г., Ризванов Р.Г., Рыскулов Р.Г., Инсафутдинов А.Ф. Обеспечение работоспособности содовых печей с повышением точности и технологичности при сборке на стадии эксплуатации. — Уфа: БашНИИстрой, 1998. — 222с.
4. Рояк Д.А. Опытное исследование жесткости корпусов вращающихся печей // Цемент — 1962. — № 2. — с.11-13.
5. Исламов М.Ш. Проектирование и эксплуатация промышленных печей. — Л.: Химия, 1986. — 280 с.
6. Щербина В.Ю. Розвиток теорії та удосконалення технологічних процесів при виробництві будівельних матеріалів у високотемпературних агрегатах : диссертация ... доктора технических наук: 05.17.08 / Щербина Валерій Юрійович; - Київ, 2017. - 393 с.

Надійшла до редакції 03.06.2018

Shherbyna V. J., Shvachko D. G., Efymentko E. A.

DURING THE FORMED-DEFORMED STAN OF THE OVERTEMPT THERMAL UNIT

The contemporary models of the opa of stressed-deformed state of construction and processes of rotating heat aggregates are considered and analyzed. The new model is being tweaked, and so it is possible to realize the systemic pi-hod to the analysis of machine machinery and to modify the robotic parameters in the experimental mode.

For modeling of the heat pump unit under the influence of uneven temperature fields and external forces, the ratio of the mechanics of a deformed solid body, namely, the equation of motion and energy conservation, is used.

Simulation of a thermo-stressed state is carried out in two stages. First, the problem of thermal conductivity is solved by the iterative algorithm, since the system of equations is nonlinear.

At the Department of CPSM KPI them. Igor Sikorsky developed an integrated system VESNA which was used to calculate the temperature fields and thermomechanical stresses in the thermal unit.

To test the algorithms of calculation and mathematical model, the thermal unit of the wet process of cement production, which includes a rotary furnace of 4x150m with recuperator refrigerators, was investigated.

The main load on the heat aggregate is the weight of all structural elements. The weight of the processed material is 1-2 % of the total weight of the rotary kiln and is not taken into account in calculations, as well as the longitudinal slope, which is 3-4 %. In calculations, it is taken into account that the furnace is a thermal unit, and when calculating the VAT it is necessary to take into account the effect of uneven temperature fields that cause the corresponding thermosensitive stresses.

The mathematical model and algorithms of calculation for the study of the stress-strain state of a rotating heat aggregate are developed. The indicated developments allow for more precise calculations and allow us to determine the effect of mass forces and thermosetting loads in a complex formulation. It also provides for the possibility of arbitrary change in the geometry of structures and physical-mechanical properties of materials.

Definition of the field of temperature and the total VAT of the thermal installation allow to simulate the work not only of the case, but also refractory lining, which makes it possible to determine the efficiency of the heat work of the unit.

The obtained data allow to carry out technical diagnostics and non-destructive control of high-temperature thermal units and to make a choice of effective parameters of work and structures in general for different operating modes

Keywords: rotary kiln, the thermal resistance, the stress-strain state.

References

1. Lysenko V. Gh., Shhelokov Ja. M., Ladghychev M. Gh., 2004, Rotating furnaces: heating engineering, management and ecology, Heat engineer, Moscow, Russian.
2. Sakharov O. S., Shherbyna V. Ju., Ghondljakh O. V., Siveckyj V. I., 2006, SAPR. Integrated system of modeling of technological processes and calculation of equipment of chemical industry. Navchalnyj posibnyk – K.: TOV “Polighraf Konsaltyng”, Ukraine.
3. Abdeev R. Gh., Ryzvanov R. Gh., Ryskulov R. Gh., Ynsafutdynov A. F., 1998, Maintenance of working capacity of soda ovens with increase of accuracy and manufacturability at assembly at a stage of operation, BashNIIsroi, Ufa, Russian.
4. Rojak D. A., 1962, Experimental study of the stiffness of rotary kiln shells, Cement, USSR.
5. Yslamov M. Sh., 1986, Design and operation of industrial furnaces, USSR.
6. Shherbyna V. Ju., 2017, Development of the theory and improvement of technological processes in the production of building materials in high-temperature aggregates, the dissertation ... Doctors of Technical Sciences: 05.17.08 / Shcherbyna Valeriy Yuryevich, Kiev, Ukraina.